

пределом прочности 700-800 МПа [1].

Следует иметь в виду, что в рассмотренном случае не учитывается дополнительное снижение сопротивления усталости лопаток из-за других, отличных от коррозии, факторов, например, из-за эрозионного износа, чрезмерного утонения кромок и т.д. При наличии подобных повреждений в лопатках необходим комплексный подход, учитывающий влияние всех возможных повреждающих факторов.

Литература: 1. Критерии эксплуатационной надежности коррозионно-поврежденных лопаток ЦНД паровых турбин / В.Ф. Резинских, А.И. Лебедева, А.Ф. Богачев // Электрические станции. – 1991. – № 7. – С. 32-35. 2. Прочность и долговечность элементов энергетического оборудования / Поспишил Б., Квитка А.Л., Третьяченко Г.Н. и др. – Киев: Наук. думка, 1987. – 216 с. 3. Милешкин М.Б., Библик И.В. Основы применения специального расчетно-экспериментального метода для оценки несущей способности элементов конструкций и исследования особенностей их разрушения // Вісник Інженерної Академії України. – Київ, 2001. – №3. – С. 126-129. 4. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин. – Киев: Наук. думка, 1988. – 224 с.

УДК 66.045.1

ПРИНЦИП КОМБИНИРОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ПЛАСТИН В ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ

Бабак Т.Г., Хавин Г.Л., канд. техн. наук (г. Харьков, Украина)

The theoretical basics and algorithms of plate heat exchangers selection with combined different plate are considered. The plate heat exchanger calculation for cooling concentrated phosphoric acid is presented. These computations are display advantages use of mixed grouping channels, because heat transfer area is minimized.

Большинство типов пластинчатых теплообменников выпускаются, по крайней мере, с двумя вариантами пластин, которые отличаются углом раскрытия гофры, рис.1. Пластины с большим углом раскрытия гофры характеризуются более высокой эффективностью теплопереноса, но при этом обладают большим гидравлическим сопротивлением.[1]. Соответственно, пластины с меньшим углом дают меньшую теплоотдачу при меньшем значении гидравлического сопротивления. Однако, кроме компоновки теплообменников при одинаковой неизменной форме каналов, зачастую очень эффективным является совместное применение пластин с различным углом гофрировки для образования канала. Например, по стороне горячего теплоносителя межпластинный канал образован совмещением пластины с углом гофрировки 60° и 30°. Следовательно, со стороны нагреваемого теплоносителя межпластинный канал образуется пластинами с гофрировкой 30° и 60°. Последнее обстоятельство позволяет проектировать пластинчатые теплообменные аппараты со смешанными каналами, обладающими свойствами по теплопередаче и потерям давления средними между образованными пластинами одинаковой гофрировки.

Рассмотрим одноходовой пластинчатый теплообменник, имеющий две группы каналов различной геометрической формы (гофрировки) - «х» и «у» каналы. В каждой группе каналы одной геометрической формы включены, как обычно, параллельно и условия функционирования для всех каналов одинако-

вы. Заметим, что это утверждение справедливо для всех каналов, кроме двух крайних (по одному каналу в каждой группе), расположенных на границе групп. Температурные условия в этих крайних каналах групп теплообменника отличаются от остальных. Для уменьшения потерь тепла в окружающую среду крайние каналы обычно работают на нагрев холодного теплоносителя. Однако влияние этих факторов незначительно, что позволяет принять допущение о равных условиях работы всех каналов.



а



б

Рис. 1. Гофрировка пластин разборного теплообменного аппарата: а - угол наклона гофры 30° к оси пластины; б - угол наклона гофры 60° к оси пластины.

Рассмотрим канал пластинчатого теплообменного аппарата с площадью поперечного сечения f , который образован двумя пластинами заданного типа гофрировки с площадью поверхности теплообмена f_{pl} каждая. В канале горячего теплоносителя типа j движется жидкость с массовым расходом в канале g_{1j} , кг/с, изменение ее температуры Δt_{1j} . Второй теплоноситель движется противотоком в двух смежных каналах. Уравнение баланса тепла при движении в нем теплоносителя имеет вид

$$g_{1j}c_1\Delta t_{1j}=2f_{pl}\cdot K\cdot\Delta t_{lnj}, \quad (1)$$

где $\Delta t_{1j}=t_{11}-t_{12j}$ - разность температур на входе и выходе из канала, например, по греющему теплоносителю. Число единиц теплопереноса NTU_{1j} в канале типа j

$$NTU_{1j}=\frac{\Delta t_{1j}}{\Delta t_{lnj}}=\frac{2f_{pl}\cdot K}{c_1g_{1j}}. \quad (2)$$

Обозначим массовый расход теплоносителя в смежном канале по холодной стороне g_{2j} . Отношение водяных эквивалентов

$$R_j=\frac{g_{1j}\cdot c_1}{g_{2j}\cdot c_2}, \quad (3)$$

и разность температур на входе и выходе по стороне холодного теплоносителя $\Delta t_{2j}=t_{22}-t_{21j}$. Тогда, используя уравнение баланса $g_{1j}c_1\Delta t_{1j}=g_{2j}c_2\Delta t_{2j}$ и (3), можно получить соотношение $\Delta t_{2j}=R_j\cdot\Delta t_{1j}$.

Будем считать, что $W_h=W_{\min}$, тогда выражение для эффективности передачи тепла в теплообменнике можно представить в виде

$$\varepsilon_j = \frac{t_{11} - t_{12j}}{t_{11} - t_{21j}} = \frac{1 - e^{-(1-R_j) \cdot NTU_j}}{1 - R_j \cdot e^{-(1-R_j) \cdot NTU_j}} = \frac{1 - e^{(1-R_j) \cdot NTU_j}}{R - e^{(1-R_j) \cdot NTU_j}} \quad (4)$$

или, обозначив $t_{11} - t_{21} = \Delta t_{inl}$ (входная разность температур),

$$\Delta t_{1j} = \varepsilon_j \cdot \Delta t_{inl}. \quad (5)$$

Общий тепловой поток в теплообменном аппарате будем определять из баланса по греющему теплоносителю в предположении, что выходящие из различных каналов с разной температурой и расходами потоки полностью однородно перемешиваются в коллекторе

$$Q = G_1 c_1 \Delta t_1 = g_{1x} \cdot \Delta t_{1x} \cdot n_x \cdot c_{1x} + g_{1y} \cdot \Delta t_{1y} \cdot n_y \cdot c_{1y}, \quad (6)$$

где n_x, n_y - число каналов «х» и «у» в теплообменном аппарате; $g_{1x}, g_{1y}, c_{1x}, c_{1y}, \Delta t_{1x}, \Delta t_{1y}$ - значения массового расхода, удельной теплоемкости и изменение температуры для потоков в «х» и «у» каналах, соответственно.

Подставим в (6) соотношение (5) для соответствующих каналов «х» и «у» и получим

$$G_1 c_1 \Delta t_1 = g_{1x} \cdot \Delta t_{inl} \cdot n_x \cdot \varepsilon_x \cdot c_{1x} + g_{1y} \cdot \Delta t_{inl} \cdot n_y \cdot \varepsilon_y \cdot c_{1y}$$

или, пренебрегая различием теплоемкостей для теплоносителей в каналах разной формы, т.е. положив $c_1 = c_{1x} = c_{1y}$

$$G_1 \Delta t_1 = g_{1x} \cdot \Delta t_{inl} \cdot n_x \cdot \varepsilon_x + g_{1y} \cdot \Delta t_{inl} \cdot n_y \cdot \varepsilon_y. \quad (7)$$

Массовый расход греющего теплоносителя в аппарате равен

$$G_1 = g_{1x} \cdot n_x + g_{1y} \cdot n_y. \quad (8)$$

Решая совместно уравнения (7) и (8) относительно n_x, n_y - числа каналов различной формы, имеем

$$n_x = \frac{G_1 (\Delta t_1 / \Delta t_{inl} - \varepsilon_y)}{g_{1x} (\varepsilon_x - \varepsilon_y)}, \quad (9)$$

$$n_y = (G_1 - n_x \cdot g_{1x}) / g_{1y}. \quad (10)$$

Общее количество пластин теплообменного аппарата

$$n_{he} = 2(n_x + n_y) + 2, \quad (11)$$

и общая площадь теплопередающей поверхности равна

$$F_a = 2(n_x + n_y) f_{pl}. \quad (12)$$

Здесь ε_x и ε_y определяются соотношением (4) при значениях

$$NTU_x = \frac{2 f_{pl} \cdot K_x}{c_1 g_{1x}}, \quad (13)$$

$$NTU_y = \frac{2 f_{pl} \cdot K_y}{c_1 g_{1y}}. \quad (14)$$

Если определять значения расходов $g_{1x} = g_{1x}^0$ и $g_{1y} = g_{1y}^0$ из соотношения

$$\Delta p_1 = \zeta_1 \frac{L_{pr}}{d_{eq}} \cdot \frac{\rho_1 w_1^2}{2} \cdot X_1, \text{ (с учетом формул } Re = \frac{w \cdot d_{eq}}{\nu} \text{ и } \zeta = B Re^m), \text{ приравнивая}$$

падения давления допустимому значению Δp_1^0 , то полученные по формулам (9) - (12) значения будут определять аппарат, в котором точно удовлетворяются заданные условия падения давления по греющему теплоносителю. Аналогичным образом рассчитываем $g_{2x} = g_{2x}^0$ и $g_{2y} = g_{2y}^0$ из соотношения

$$\Delta p_2 = \zeta_2 \frac{L_{pr}}{d_{eq}} \cdot \frac{\rho_2 w_2^2}{2} \cdot X_2.$$

Для греющего теплоносителя в каналах пластинчатого теплообменника должно выполняться соотношение (8), а для нагреваемого

$$G_2 = g_{2x} \cdot n_x + g_{2y} \cdot (n_y + 1). \quad (15)$$

Очевидно, что в общем случае при всех $g_{1j} = g_{1j}^0$ и $g_{2j} = g_{2j}^0$ эти соотношения одновременно не могут быть удовлетворены и, соответственно, точно выполнить условия по гидравлическому сопротивлению можно только по одному теплоносителю. Методика корректировки g_{1j} и g_{2j} подробно изложена ниже.

Зная расходы теплоносителей в каналах, по соотношениям для коэффициента теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \left(\frac{\delta_w}{\lambda_w}\right) + R_f},$$

$Nu = f(Re, Pr) = A Re^n Pr^k (Pr / Pr_w)^{k_1}$ и $Nu = \frac{\alpha \cdot d_{eq}}{\lambda}$ можно определить коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{1x}, \alpha_{1y}, \alpha_{2x}, \alpha_{2y}$ и коэффициенты теплопередачи K_x и K_y для каждой группы каналов.

Организация различных групп каналов возможна только при использовании хотя бы двух типов пластин для теплообменника заданной марки. При наличии двух типов пластин могут быть получены три типа каналов: малого, среднего и высокого гидравлического сопротивления. Каналы малого гидравлического сопротивления образуют пластины с малым углом наклона гофры к вертикальной оси пластины, например, это L-пластины с углом 30° по терминологии фирмы «Альфа Лаваль» [1], высокого - Н-пластины с углом 60° и среднего - МН-пластины или ML-пластины, образованные совмещением L и Н пластин (рис.2). Заметим, что в одном теплообменном аппарате целесообразно использовать сочетание двух типов каналов, малого и среднего или среднего и высокого. Компоновку таких аппаратов (греющий теплоноситель / нагреваемый теплоноситель) для пластинчатых теплообменных аппаратов фирмы «Альфа Лаваль» можно представить в виде: $(n_x L + n_y МН) / (n_x L + n_y ML)$,

$(n_x L + n_y ML) / (n_x L + n_y MH)$ для L - каналов или $(n_x H + n_y MH) / (n_x H + n_y ML)$, $(n_x H + n_y ML) / (n_x H + n_y MH)$ - для H - каналов.

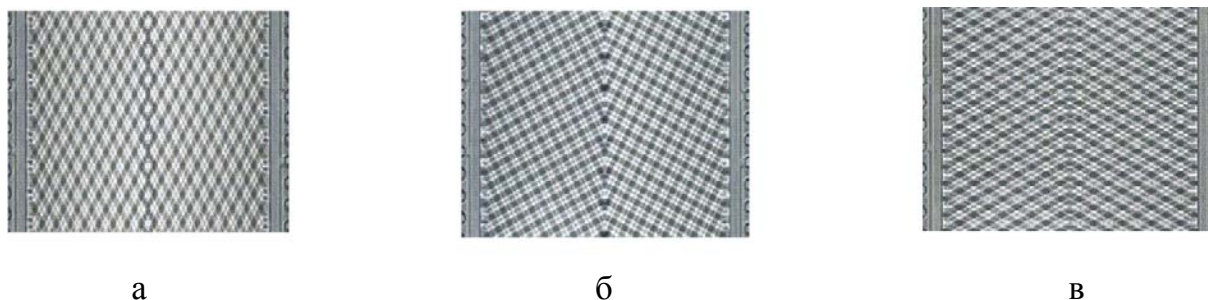


Рис. 2. Каналы, образуемые пластинами с различным углом наклона гофры: а - пластины с углом наклона гофры 30°; б - пластины с углом наклона гофры 30° и 60°; в - пластины с углом наклона гофры 60°.

В качестве примера расчета теплообменников, использующего данную методику, рассмотрим процесс охлаждения концентрированной фосфорной кислоты (54% концентрации) фосфорной кислотой 30% концентрации [2]. Физические свойства взаимодействующих сред (фосфорной кислоты) для концентрации 54% и 30% представлены в табл. 1. Охлаждение концентрированной кислоты происходит с температуры 85°С до 55°С, при этом разбавленная кислота с концентрацией 30% нагревается с температуры 20°С до 40°С. Данные для расчета первой ступени представлены в табл.3.

Таблица 1

Физические свойства фосфорной кислоты			
Среда 1 (охлаждаемая): физические свойства для трех температур - фосфорная кислота с концентрацией 54% P_2O_5			
Температура, °С	$T_1 = 85$	$T_2 = 70$	$T_3 = 55$
Плотность, кг/м ³	1335	1346	1357
Удельная теплоемкость, кДж/(кг·°К)	2,659	2,639	2,612
Теплопроводность, Вт/(м·°С)	0,546	0,535	0,520
Динамическая вязкость, сР	1,122	1,506	2,753
Среда 2 (нагреваемая): физические свойства для трех температур - фосфорная кислота с концентрацией 30% P_2O_5			
Температура, °С	$T_1 = 20$	$T_2 = 30$	$T_3 = 40$
Плотность, кг/м ³	1181	1176	1171
Удельная теплоемкость, кДж/(кг·°К)	3,237	3,262	3,284
Теплопроводность, Вт/(м·°С)	0,533	0,547	0,560
Динамическая вязкость, сР	2,996	2,310	1,738

В качестве материала пластин для таких коррозионно-активных сред как фосфорная кислота принят сплав Hastelloy G30. Минимальная толщина пластин из этого материала составляет 0,6 мм. В качестве материала прокладок для пластинчатых аппаратов на фосфорную кислоту следует применять синтетическую резину EPDMCT. Способ крепления - CLIP-ON (безклеевой). Направление

движения теплоносителей - противоточное. Расчеты проводились с учетом запаса по коэффициенту теплопередачи 10%. В результате для обеих ступеней к установке можно принять разборные пластинчатые аппараты марки М10-BFM с диаметром коллекторов - 100 мм. Результаты расчетов с различной компоновкой пластин в аппарате представлены в табл.3.

Таблица 2

Данные для расчета теплообменника

Тепловая нагрузка	$Q = 866,8 \text{ кВт}$	
Поток	Охлаждаемый	Нагреваемый
Среда	Фосфорная кислота (54% P_2O_5)	Фосфорная кислота (30% P_2O_5)
Рабочее давление, МПа	$P_1 = 0,5$	$P_2 = 0,5$
Расход, кг/ч	$G_1 = 40\ 000$	$G_2 = 30\ 000 - 50\ 000$
Входная температура, °С	$T_1 = 85$	$T_3 = 20$
Выходная температура, °С	$T_2 = 55$	$T_4 \leq 40$
Падение давления, МПа	$\Delta P_1 \leq 0,05$	$\Delta P_2 \leq 0,05$

Как видно из результатов расчета в табл.3, использование комбинации различных типов пластин в аппарате позволяет уменьшить площадь теплопередающей поверхности по сравнению с применением в теплообменнике пластин одного типа. Поэтому к установке на позицию охлаждения концентрированной фосфорной кислоты разбавленной на первой ступени можно рекомендовать одноходовой аппарат с площадью теплопередающей поверхности $8,4 \text{ м}^2$ (37 пластин) и компоновкой пластин $1 \times (5 \times \text{МН} + 13 \times \text{L}) / 1 \times (15 \times \text{ML} + 13 \times \text{L})$.

Таблица 3

Результаты расчета теплообменников различных компоновок

Сочетание пластин	Компоновка	Число пластин	Поверхность, м^2	Падение давления (горячая сторона), кПа	Падение давления (холодная сторона), кПа
МН/L-ML/L	$1 \times (5\text{МН} + 13\text{L}) / 1 \times (15\text{ML} + 13\text{L})$	37	8,4	29,3	45,8
МН - ML	$1 \times 20\text{МН} / 1 \times 21\text{ML}$	42	9,6	36,0	48,0
L - L	$1 \times 21\text{L} / 1 \times 21\text{L}$	43	9,8	19,5	31,2

Анализ данных приведенных в таблицах показывает, что применение в одном аппарате смешанной компоновки каналов (типа Н/МН - Н/ML и МН/L-ML/L) позволяет наиболее полно удовлетворить заданным требованиям к теплообмену. При этом число пластин (площадь теплопередачи) минимально и полностью удовлетворяется условие потерь напора по греющему и нагреваемому теплоносителям.

Работа выполнена при финансовой поддержке Европейского сообщества в рамках проекта ЕСОРНОS, контракт № INCO-СТ-2005-013359.

Литература: 1. Пластинчатые теплообменники в промышленности /Л. Л. Товажнянский, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин, О.П. Арсеньева. - Харьков: НТУ „ХПИ”, 2004.- 232 с 2. Копылев Б.А. Технология экстракционной фосфорной кислоты.- Л.: Химия, 1972.- 311 с.